

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-132501

(P2001-132501A)

(43) 公開日 平成13年5月15日 (2001.5.15)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テームコード* (参考)
F 0 2 D 41/04	3 1 0	F 0 2 D 41/04	3 1 0 J 3 D 0 4 1
	3 3 0		3 3 0 J 3 G 0 8 4
B 6 0 K 41/12		B 6 0 K 41/12	3 G 0 9 3
F 0 2 D 29/00		F 0 2 D 29/00	C 3 G 3 0 1
45/00	3 3 5	45/00	3 3 5 Z 5 H 0 0 4

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 9 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平11-317225

(22) 出願日 平成11年11月8日 (1999.11.8)

(71) 出願人 000003609

株式会社豊田中央研究所

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 早川 喜三郎

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1 株式会社豊田中央研究所内

(74) 代理人 100075258

弁理士 吉田 研二 (外2名)

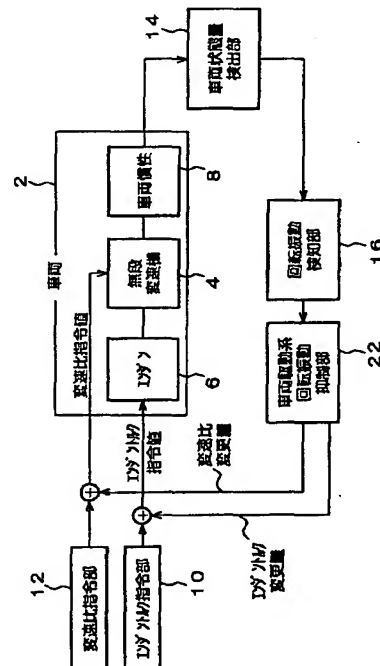
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両駆動系回転振動抑制装置

(57) 【要約】

【課題】 車両駆動系の回転振動の伝達特性が変動した場合であっても、良好に回転振動を抑制する。

【解決手段】 制御対象への制御入力は、エンジントルク指令値及び無段変速機4の変速比である。車両状態量検出部14は、出力軸トルク等の車体状態量のうち少なくとも1つを観測量として検出する。その観測結果に基づき回転振動検知部16は、車両駆動系の回転振動の振動成分を検知する。車両駆動系回転振動抑制部22は、検知された振動成分に応じて、回転振動を抑制するためのエンジントルク変更量と変速比変更量とのうち一方又は両方を出力し、それら変更量をエンジントルク指令部10又は変速比指令部12から出力されたエンジントルク、変速比にフィードバックする。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 出力軸トルク、車両前後加速度、変速機入力軸回転数又は変速機出力軸回転数のうち少なくともいずれか 1 つを含む特定車両状態量について、当該特定車両状態量に含まれる車両駆動系の回転振動の振動成分を検知する回転振動検知部と、検知された前記回転振動の振動成分に基づき、エンジントルクと変速比との少なくとも一方を変更する回転振動抑制部と、を有し、前記車両駆動系の回転振動を抑制する車両駆動系回転振動抑制装置。

【請求項 2】 請求項 1 記載の車両駆動系回転振動抑制装置において、前記特定車両状態量を含む車両状態量を検知する車両状態量検知部を有し、前記回転振動検知部は、前記車両駆動系の剛体モデルに基づいて前記特定車両状態量を求めるモデル車両状態量決定部と、前記車両状態量検知部から出力される特定車両状態量と前記モデル車両状態量決定部から出力される特定車両状態量との比較に基づき、前記回転振動の振動成分を検知する状態量比較部と、を有することを特徴とする車両駆動系回転振動抑制装置。

【請求項 3】 請求項 1 記載の車両駆動系回転振動抑制装置において、前記回転振動検知部は、前記車両駆動系の物理モデルに基づいて構成され、前記特定車両状態量に含まれる前記回転振動の振動成分を観測するオブザーバを有することを特徴とする車両駆動系回転振動抑制装置。

【請求項 4】 請求項 1 記載の車両駆動系回転振動抑制装置において、前記回転振動抑制部は、エンジントルク又は変速比の変更に際し、エンジン又は変速機における応答特性の変動を考慮することを特徴とする車両駆動系回転振動抑制装置。

【請求項 5】 請求項 1 記載の車両駆動系回転振動抑制装置において、前記回転振動抑制部は、変速比に応じて制御系のコントローラを変動させることを特徴とする車両駆動系回転振動抑制装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、車両駆動系に生じる回転振動を抑制する装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 アクセル操作に伴って発生する駆動系の回転振動を抑制する従来技術として、特開平 3-271537 号公報に開示されるものがある。この技術は、スロットル開度-駆動トルク間の固有伝達特性の逆系と目標のアクセル開度-駆動トルクの伝達特性に基づき設定

される前置補償器を用いてスロットル開度を制御することによって、振り振動を抑制しかつ応答性を向上させることを提案するものである。

【0003】 また、トルクコンバータのロックアップ状態の低速化による燃費向上のため、低速かつコースト（惰行）状態からアクセル踏み時に特に顕著に発生する駆動系の振り振動を抑制する技術として、社団法人自動車技術会 学術講演会前刷集 No. 9-99, p. 5-8 に示されるものがある。当該技術は、エンジン-変速機系を含む車両を線形近似したモデルに基づいてその固有振動数（共振周波数）域のみを減衰させる周波数特性を持つモデルマッチング補償器により電子スロットルを制御することにより、振り振動を抑制する。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 エンジン-変速機系の回転振動の伝達特性は、例えば使用温度や気圧あるいは重量変動又は経年変化により変動し、また製品間のばらつきによっても異なる。従来技術では制御系設計においてこの変動に対する考慮がなされていないため上記伝達特性の変動によって制御性能が劣化することは避けられない。つまり、様々な使用条件は長期使用に対して安定した振動抑制制御を提供することが難しいという問題点があった。

【0005】 また、例えばエンジントルクと変速比といった多入力系においては、入力間で干渉が生じるため従来技術で用いている補償器を容易には設定できないという問題点があった。

【0006】 本発明は上記問題点を解消するためになされたもので、構成が容易で、かつ安定した振動抑制効果が得られる車両駆動系回転振動抑制装置を提供することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】 本発明に係る車両駆動系回転振動抑制装置は、出力軸トルク、車両前後加速度、変速機入力軸回転数又は変速機出力軸回転数のうち少なくともいずれか 1 つを含む特定車両状態量について、当該特定車両状態量に含まれる車両駆動系の回転振動の振動成分を検知する回転振動検知部と、検知された前記回転振動の振動成分に基づき、エンジントルクと変速比との少なくとも一方を変更する回転振動抑制部とを有し、前記車両駆動系の回転振動を抑制するものである。

【0008】 本発明によれば、回転振動の振動成分が抽出され、これを低減することにより回転振動を抑制する構成が採られる。この構成では、出力軸トルク等の上記車両状態量に対して目標軌道を与える必要がない。

【0009】 本発明の好適な態様に係る車両駆動系回転振動抑制装置は、前記特定車両状態量を含む車両状態量を検知する車両状態量検知部を有し、前記回転振動検知部が、前記車両駆動系の剛体モデルに基づいて前記特定車両状態量を求めるモデル車両状態量決定部と、前記車

両状態量検知部から出力される特定車両状態量と前記モデル車両状態量決定部から出力される特定車両状態量との比較に基づき、前記回転振動の振動成分を検知する状態量比較部とを有するものである。

【0010】別の好適な態様に係る車両駆動系回転振動抑制装置においては、前記回転振動検知部が、前記車両駆動系の物理モデルに基づいて構成され、前記特定車両状態量に含まれる前記回転振動の振動成分を観測するオブザーバを有する。

【0011】他の本発明に係る車両駆動系回転振動抑制装置においては、前記回転振動抑制部が、エンジントルク又は変速比の変更に際し、エンジン又は変速機における応答特性の変動を考慮する。本発明によれば、エンジン-変速機系の応答特性の変動が考慮されたロバスト制御系設計が行われる。

【0012】さらに別の本発明に係る車両駆動系回転振動抑制装置においては、前記回転振動抑制部が、変速比に応じて制御系のコントローラを変動させる。本発明によれば、制御系のコントローラが変速比に応じて変動されることにより、変速比に応じた非線形特性が考慮される。

【0013】

【発明の実施の形態】
【実施形態1】次に、本発明の実施形態について図面を参照して説明する。図1は、本発明の実施形態に係る車両駆動系回転振動抑制装置の概略の制御ブロック構成図である。

【0014】上記課題は、特に変速比が連続的に変化する無段変速機において重要となる。そのため、以下の実施形態では、制御対象となる車両2が無段変速機4を搭載している場合について説明する。

【0015】本装置は、回転振動に影響を与える諸要因の変動に起因する制御性能の劣化を克服する。そのためには当該変動を考慮した制御系設計が必要となるが、これは従来技術で用いられるフィードフォワード制御では難しく、フィードバック制御が好適である。そこで、本装置ではフィードバック制御を採用している。

【0016】本装置は、回転振動に起因して現れる駆動軸トルクの振動、あるいは車両前後加速度の振動を抑制することを制御目的とする。制御対象への制御入力は、スロットル開度や燃料噴射量といったエンジントルクを制御し得るエンジントルク指令値及び、無段変速機4の変速比である。制御対象から観測される観測量としては駆動軸トルクが望ましいが、一般的にトルクセンサは装備されていない。よって、その場合には観測量をオブザーバによって推定する方法や、より現実的には容易に取得可能な無段変速機入力（あるいは出力）軸回転数を観測量として用いる方法を採用することができる。

【0017】さて、車両2は、無段変速機4の他に、無段変速機4へ動力を供給するエンジン6及び、無段変速機4からの動力出力を受けて駆動される車両慣性8を含

んで構成される。エンジン6への制御入力であるエンジントルク指令値はエンジントルク指令部10から出力され、また無段変速機4への制御入力である変速比指令値は変速比指令部12から出力される。

【0018】車両状態量検出部14は、出力軸トルク、車両前後加速度、無段変速機入力軸回転数、無段変速機出力軸回転数、及びエンジントルクといった車体状態量のうち少なくとも1つを観測量として検出する。この車両状態量検出部14は、センサによって直接、観測量を取得する構成であってもよいし、直接的な測定値に基づいて所望の観測量を算出する構成であってもよい。

【0019】回転振動検知部16は、車両状態量検出部14にて観測された車両状態量に基づき、車両駆動系の回転振動の振動成分を検知する。回転振動の振動成分を検知する方法の1つとして、駆動系の物理モデルとして、回転振動が生じない剛体モデルを用いる方法がある。図2は、この方法による回転振動検知部16の構成の一例を示す模式図である。モデル車両状態量決定部18は、車両状態量検出部14から出力された車両状態量（ここでは無段変速機入力軸回転数、無段変速機出力軸回転数、エンジントルクを図示）を用い、剛体モデルに基づいて特定の1つの車両状態量（ここでは無段変速機入力軸回転数）を求める。このモデル車両状態量決定部18から出力される特定車両状態量は、回転振動の振動成分を有していないものである。よって、ここではモデル車両状態量決定部18から無段変速機入力軸回転数の非振動成分が得られることになる。混合器20では車両状態量検出部14からの振動成分を含んだ無段変速機入力軸回転数とモデル車両状態量決定部18からの非振動成分とが比較され、回転振動の振動成分が抽出され、後段の車両駆動系回転振動抑制部22へ出力される。

【0020】剛体モデルを説明するために、簡易な物理モデルを示す。図3は、この簡易な物理モデルを表す模式図である。エンジン6へは、エンジントルク指令部10からエンジントルク T_e の指令値が入力され、燃費効率を最大とするエンジントルク T_e と回転数 N_e との組が動作点として選択される。 J_e はエンジンの慣性モーメントを表す。また無段変速機4へは変速比指令部12から変速比 γ の指令値が入力される。無段変速機4の慣性モーメント J_{cvr} は変速比 γ に依存する。無段変速機4の入力軸はエンジン6に接続され、入力軸回転数 N_i で回転される。一方、無段変速機4の出力は、ディファレンシャルギヤ30（慣性モーメント J_d ）を介してドライブシャフト32、さらにはタイヤ34（慣性モーメント J_t ）に伝達され、これにより車体36（等価慣性モーメント J_b ）が走行抵抗トルク T_d に抗して駆動される。ドライブシャフト32はダンパ係数 C_d 及びばね係数 K_d を有する。ここで述べる簡易モデルでは、駆動系全体のばね係数がドライブシャフト32のばね係数 K_d に集約される。なお、 λ_r は無段変速機4の減速ギヤの減速比、 λ_d

をディファレンシャルギヤ30の減速比、 θ_d をドライブシャフト32の捻れ角とし、またドライブシャフト32の出力端での回転数が無段変速機4の出力軸回転数 N_{out} として定義される。この駆動系の簡易な物理モデル

$$2\pi(J_a + J_{CVT} + J_d)\dot{N}_i = \{T_o - (K_d\theta_d + C_d\dot{\theta}_d) / (\gamma\lambda_r\lambda_d)\}$$

$$\dot{\theta}_d = 2\pi\{N_i / (\gamma\lambda_r\lambda_d) - N_{out}\} \quad \dots \dots (1)$$

$$2\pi(J_t + J_b)\dot{N}_{out} = \{(K_d\theta_d + C_d\dot{\theta}_d) - T_d\}$$

剛体モデルは、上記(1)式において、

【数2】

$$K_d\theta_d + C_d\dot{\theta}_d = \text{一定} \quad \dots \dots (2)$$

とおくことにより得られる。

【0022】回転振動の振動成分を検知するもう1つの方法として、振動成分に関するオブザーバを用いる方法がある。ばね、マス、ダンパで記述された(1)式の駆動系の物理モデルから変数変換によって、振動成分を表す表現形式の振動成分モデルが得られる。オブザーバはこの振動成分モデルに基づいて構成される。図4は、この方法による回転振動検知部16の構成の一例を示す模式図である。オブザーバ40は、この例では、無段変速機入力軸回転数の振動成分を観測し、その結果が後段の車両駆動系回転振動抑制部22へ出力される。

【0023】車両駆動系回転振動抑制部22は、上述した剛体モデルやオブザーバを用いて回転振動検知部16にて抽出された振動成分に応じて、回転振動を抑制するためのエンジントルク変更量と変速比変更量とのうち一方又は両方を出力する。変速比変更量は変速比指令部12から出力された変速比に加算され、その加算値が無段変速機4への変速比指令値とされる。同様にエンジントルク変更量はエンジントルク指令部10から出力されたエンジントルクに加算され、その加算値がエンジン6へのエンジントルク指令値とされる。ちなみに、上記エンジントルク指令値、エンジントルク変更量それぞれに変えてエンジンのスロットル開度指令値、スロットル開度変更量を用いることもできる。

【0024】このように本装置では、回転振動の振動成分を抽出し、その振動成分を抑制するようにフィードバック制御する構成である。すなわち、回転振動を低減するため諸条件(例えば、アクセル開度、エンジン回転数、車速など)に応じて設定される駆動トルク、無段変速機入力軸回転数等に関して、回転振動を抑制する目標値をあらかじめ用意する必要がないため、構成が簡単である。

【0025】車両駆動系回転振動抑制部22において、回転振動の伝達特性の変動やばらつきを考慮することにより、良好な振動抑制効果を得ることができる。その一手法としてH ∞ ゲインスケジュール制御を用いた方法がある。以下、当該方法を用いた構成を説明する。

に対しては次の運動方程式が成り立つ。

【0021】

【数1】

【0026】図5は、図1の構成における制御系のブロック構成図である。図5においてPはエンジン6、無段変速機4で構成される理想的な車両システムである。当該システムへの入力uは無段変速機4の変速比 γ 、あるいはエンジントルク T_e である。また、出力eは駆動系回転振動を表す変数、例えば本実施形態においては回転振動検知部16にて抽出される無段変速機入力軸回転数の振動成分である。Kはコントローラであり、 Δ は車両システムPにおいて無視されたダイナミクスなどのモデル化誤差、ダイナミクス変動、経年変化や観測誤差などを車両システムPに対する乗法的誤差として表したものである。 y は観測量であり、本実施形態では無段変速機入力軸回転数である。

【0027】本装置における制御目的は、第1には乗法的誤差としてシステムに加わる外乱 d に対して回転振動を表す無段変速機入力軸回転数の振動成分をできるだけ小さくすることであり、第2には想定したいかなる外乱 d に対しても閉ループ系が安定になることである。よって、本装置に関する制御問題は、これら両目的を達成するコントローラを導くことであり、ここではこれをH ∞ 制御問題に置き換えて解く。

【0028】まず、第1の制御目的は(3)式で示すH ∞ ノルムについての制約条件式によって記述される。

【0029】

【数3】

$$\|W_1 S\|_{\infty} < 1 \quad \dots \dots (3)$$

ここで、 $S = 1 / (1 + PK)$ であり、 W_1 はそのゲインが回転振動の共振周波数付近までフラットなローパスフィルタである。

【0030】また、第2の制御目的は(4)式で示すH ∞ ノルムについての制約条件式によって記述される。

【0031】

【数4】

$$\|W_2 T\|_{\infty} < 1 \quad \dots \dots (4)$$

ここで、 $T = PK / (1 + PK)$ である。 W_2 は誤差 Δ のゲインを包含するハイパスフィルタであり、回転振動の共振周波数より高周波領域でフラットとなる特性を有する。(3)(4)式の条件は次のH ∞ ノルムについての1つの条件式に書き換えることができる。

【0032】

【数5】

$$\left\| \begin{matrix} W_1 & S \\ W_2 & T \end{matrix} \right\|_{\infty} < 1 \quad \dots\dots(5)$$

(5) 式を満たすHの制御問題を解くことによりコントローラKを求めることができる。この問題はいわゆる混合感度問題として知られている。

【0033】制御対象は(1)式にて表されるように変速比 γ に対する非線形方程式となっている。ここでは、この制御対象を、変速比 γ をパラメータとするパラメータ依存モデルとして取り扱うこととする。例えば、パラメータ γ の最大値 γ_{max} 、最小値 γ_{min} に対応するモデルはそれぞれ次の(6)(7)式の線形の状態方程式で表される。

【0034】

【数6】

$$\dot{x} = A(\gamma_{min})x + B(\gamma_{min})u \quad \dots\dots(6)$$

$$y = C(\gamma_{min})x + D(\gamma_{min})u$$

【数7】

$$\dot{x} = A(\gamma_{max})x + B(\gamma_{max})u \quad \dots\dots(7)$$

$$y = C(\gamma_{max})x + D(\gamma_{max})u$$

なお、ここで $x = [N_i, \theta_d, N_{out}]^T$ 、 $u = T_e$ 、 y

$$\dot{x}_c = \{(1-\theta)A_{c1} + \theta A_{c2}\} x_c + \{(1-\theta)B_{c1} + \theta B_{c2}\} y \quad \dots\dots(10)$$

$$y = \{(1-\theta)C_{c1} + \theta C_{c2}\} x_c + \{(1-\theta)D_{c1} + \theta D_{c2}\} u$$

ちなみに、上記Hのゲインスケジュールコントローラを求める方法としては、線形行列不等式(LMI)問題に帰着させて解く方法が提案されている(IEEE Transaction on Automatic Control, Vol. 40, No. 5, 1995. p. 853~864)。

【0039】次に、求めたHのゲインスケジュールコントローラの制御性能を示す。図6は、エンジンと無段変速機を含んで構成される車両のシミュレーションモデルを示すブロック図である。当該モデルにおいては、エンジン、無段変速機のダイナミクスは考慮されている。図3の物理モデルを構成する要素と同一のものには共通の符号を付し説明の簡略化を図る。図6のモデルにおいては、エンジン6と無段変速機4との間に、両者間の動力伝達の断続を行う流体クラッチ50が設けられている。駆動力制御部52はアクセル開度などの入力に基づいて、エンジン6へのエンジントルクの指令値や無段変速機4への変速比に関するパラメータ γ_r を出力する。なお、無段変速機変速特性に応じてパラメータ γ_r に対応する変速比 γ が定まり、この γ の値は無段変速機4へ入力されるとともに、Hのゲインスケジュールコントローラ56へも入力される。Hのゲインスケジュールコントローラ56には、変速比 γ とともに無段変速機入力軸回

転数 N_i である。

【0035】(6)式について上記Hの制御問題を解くことにより、 γ_{min} に対するコントローラが次の(8)式で与えられる。

【0036】

【数8】

$$\dot{x}_{c1} = A_{c1}x_{c1} + B_{c1}y \quad \dots\dots(8)$$

$$y = C_{c1}x_{c1} + D_{c1}u$$

また同様に(7)式について上記Hの制御問題を解くことにより、 γ_{max} に対するコントローラが次の(9)式で与えられる。

【0037】

【数9】

$$\dot{x}_{c2} = A_{c2}x_{c2} + B_{c2}y \quad \dots\dots(9)$$

$$y = C_{c2}x_{c2} + D_{c2}u$$

そして、これら γ_{min} 、 γ_{max} に対する両コントローラを線形補間することにより、(10)式で表される任意の γ に対応したゲインスケジュールコントローラを導くことができる。なお、パラメータ $\theta = (\gamma - \gamma_{min}) / (\gamma_{max} - \gamma_{min})$ 、 x_{c1} 、 x_{c2} 、 x_c はコントローラの状態量である。

【0038】

【数10】

転数 N_i が入力される。Hのゲインスケジュールコントローラ56は、(10)式に示す γ に応じて変動するコントローラに基づいて、無段変速機入力軸回転数 N_i に含まれる振動成分に応じたエンジントルク変更量を決定する。

【0040】このシミュレーションモデルを用いて、変速過渡時の回転振動を抑制する制御を実行する。ここでは従来の制御方法と本発明に係る制御方法との効果の差異を明確とするために、2つの制御方法にてシミュレーションを行った。第1の制御方法は、従来の制御方法であり、ドライバのアクセル操作などによって推定された駆動力を達成するためのエンジントルク、変速比の目標値を回転振動を抑制する設定するフィードフォワード制御である。第2の制御方法は、第1の制御方法に加えて本発明に特徴的である上記Hのゲインスケジュール制御(フィードバック制御)を施すものである。Hのゲインスケジュールコントローラ56は、第2の制御方法においてのみ動作される。

【0041】図7は、制御対象の変動が無い、つまり理想的な制御系における変速過渡時のシミュレーションを行った場合の結果である。同図(a)(b)(c)は、それぞれ出力軸トルク T_{out} 、無段変速機入力軸回転数

N_i 、及び変速比 γ ($=1/\text{速度比}$)の時間的な変化を表すグラフである。図中、点線が第1の制御方法の結果、実線が第2の制御方法の結果を表す。この場合には、両制御方法とも回転振動が抑制された駆動力制御が達成されている。

【0042】これに対し、図8は制御対象に変動（無視したダイナミクスやダイナミクスの変動をドライブシャフトのばね、ダンパそれぞれ50%の変動として集約）を加えた場合の結果である。同図(a)(b)(c)は、それぞれ出力軸トルク T_{out} 、無段変速機入力軸回転数 N_i 、及びエンジントルク T_e の時間的な変化を表すグラフである。この場合には、第1の制御方法では回転振動が発生しているが、第2の制御方法では振動が抑制されている。

【0043】なお、図7、図8において N_i の単位は1秒当たりの回転数である。また T_{out} 、 T_e の単位はシミュレータの都合上、 $\text{kgf}\cdot\text{m}$ で出力されているが、 $1\text{kgf}\cdot\text{m} \approx 9.8\text{N}\cdot\text{m}$ なる関係によりSI単位系に換算される。

【0044】なお、上述の実施形態では、Hのゲインスケジュール法によってコントローラを導出した。しかし、本発明はそれに限定されるものではなく、コントローラを導く制御理論としては不確かさや変動を考慮できるものであればどのような理論であってもよい。さらに、本実施形態では制御入力をエンジントルクとしたが、制御入力には、その他、エンジントルクを制御できる変数を採用することもできる、例えばスロットル開度や燃料噴射量、また無段変速機の変速比を制御入力とすることができ、あるいは両者を同時に制御することでも同様な効果を得ることができよう。

【0045】なお、回転振動とは駆動系の剛性に起因する振り振動や補機類の振動に起因する回転振動を含む。また、トルク制御ができるため、回転数の振動に限定することなくトルク振動を検知する何らかの信号を使用してトルク振動を抑制することも可能である。

【0046】【実施形態2】上記実施形態では、(10)式で表されるように変速比 γ をパラメータとするゲインスケジュールコントローラによって制御を行う構成を述べた。これに対し、本実施形態は、変速比を固定したモデルに基づいてコントローラを導くものである。この方法では、変速比に起因する制御対象の変動は、誤差 Δ の成分として取り扱われ、変速比 γ を固定としつつも誤差 Δ に対するロバスト性が達成されるようにコントローラが構成される。

【0047】すなわち、(6)(7)式の代わりに変速比 γ が γ_s ($\gamma_{\min} \leq \gamma_s \leq \gamma_{\max}$)である制御対象のモデルについての状態方程式

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A(\gamma_s)x + B(\gamma_s)u \\ y &= C(\gamma_s)x + D(\gamma_s)u \end{aligned} \quad \dots\dots(11)$$

を用いて、実施形態1で示したHの制御問題を解くことにより、次式で示されるコントローラを得る。なお、ここで $x = [N_i, \theta_d, N_{out}]^T$ 、 $u = T_e$ 、 $y = N_i$ である。

$$\begin{aligned} & \text{【数12】} \\ & \dot{x}_c = A_c x_c + B_c y \\ & y = C_c x_c + D_c u \end{aligned} \quad \dots\dots(12)$$

ここで x_c はコントローラの状態量である。(12)式で表されるコントローラは γ に依らず一定である点で、実施形態1の(10)式で示されるコントローラと相違する。このように(12)式で表されるコントローラは変速比を γ_s に固定したモデルを用いて設計されるが、その設計の際に変速比の変動に対するロバスト性が得られるように配慮することにより、実施形態1に近い制御性能が達成されることが期待できる。

【0049】

【発明の効果】本発明の車両駆動系回転振動抑制装置によれば、出力軸トルク、変速機入力軸回転数、変速機出力軸回転数といった車両状態量の回転振動の振動成分だけが抽出され、その振動成分を低減することにより回転振動を抑制する構成であるため、それら車両状態量の目標軌道を与える必要がなく、装置構成が単純化され、また開発期間が短縮される効果が得られる。また、フィードバック制御で構成されるため、エンジン-変速機系の応答特性の変動を考慮したロバスト制御系設計が可能であり、これにより当該応答特性の変動に対しても安定した振動抑制効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の実施形態に係る車両駆動系回転振動抑制装置の概略の制御ブロック構成図である。

【図2】 剛体モデルを用いて振動成分を検知する方式における回転振動検知部の構成の一例を示す模式図である。

【図3】 制御対象となる車両システムの簡易な物理モデルを表す模式図である。

【図4】 振動成分モデルに基づいて構成されたオブザーバにより振動成分を検知する方式における回転振動検知部の構成の一例を示す模式図である。

【図5】 本発明の実施形態に係る制御系のブロック構成図である。

【図6】 エンジンと無段変速機を含んで構成される車両のシミュレーションモデルを示すブロック図である。

【図7】 制御対象の変動が無い理想的な制御系における変速過渡時のシミュレーション結果を示すグラフである。

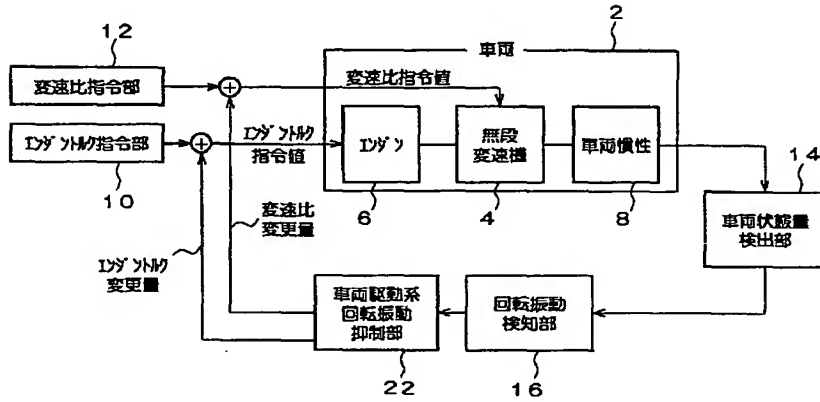
【図8】 制御対象に変動を加えた場合の制御系における変速過渡時のシミュレーション結果を示すグラフである。

【符号の説明】

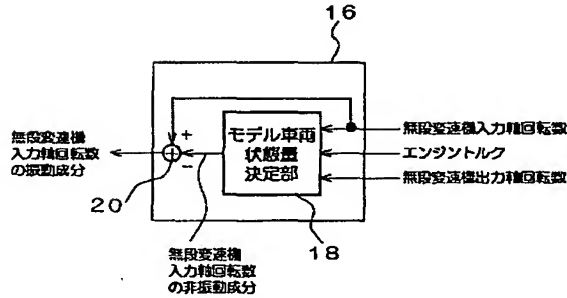
2 車両、4 無段変速機、6 エンジン、10 エンジントルク指令部、12 変速比指令部、14 車両状態量検出部、16 回転振動検知部、18 モデル車両

状態量決定部、22 車両駆動系回転振動抑制部、30 ディファレンシャルギヤ、32 ドライブシャフト、34 タイヤ、36 車体、40 オブザーバ、56 Hのゲインスケジュールコントローラ。

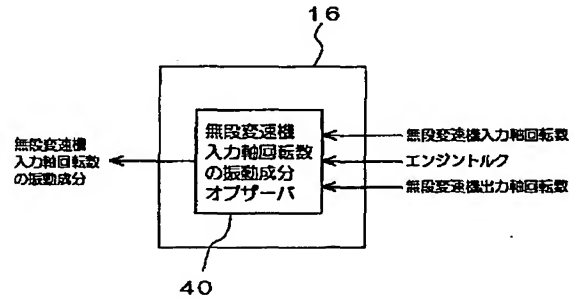
【図1】



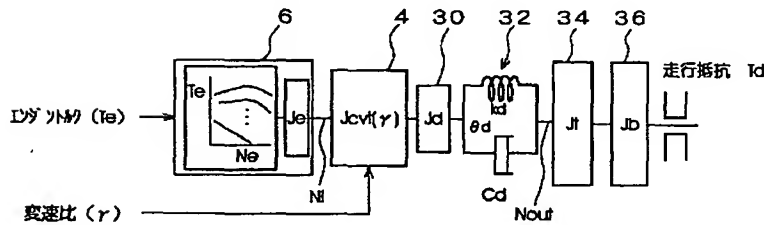
【図2】



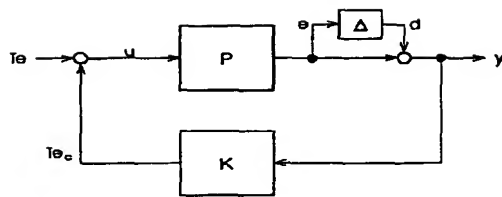
【図4】



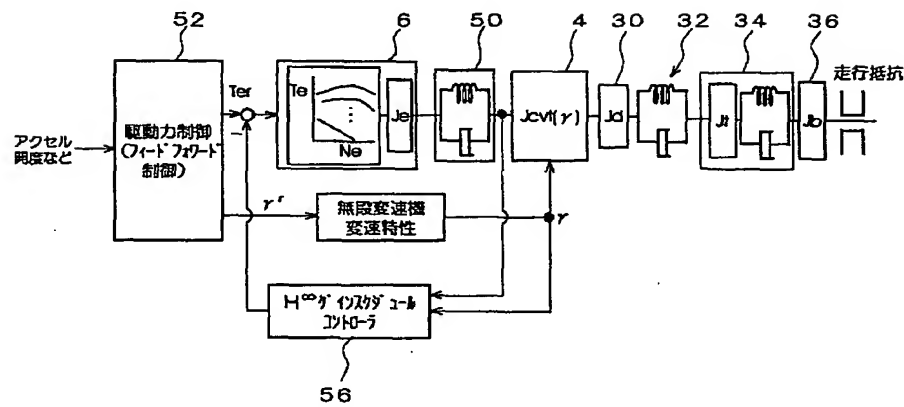
【図3】



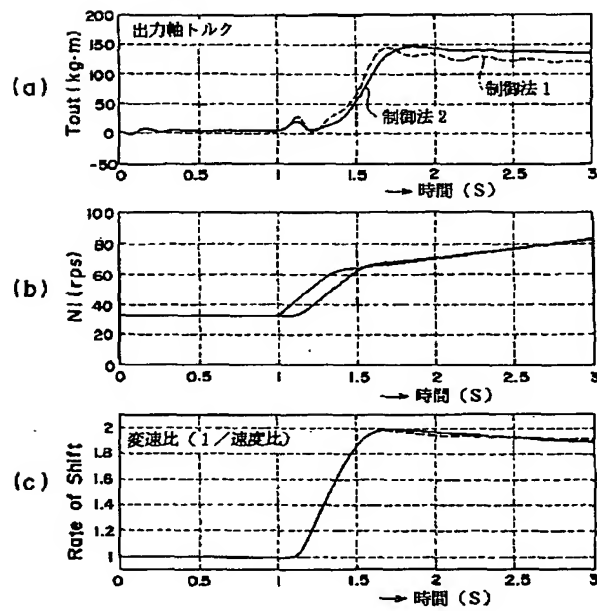
【図5】



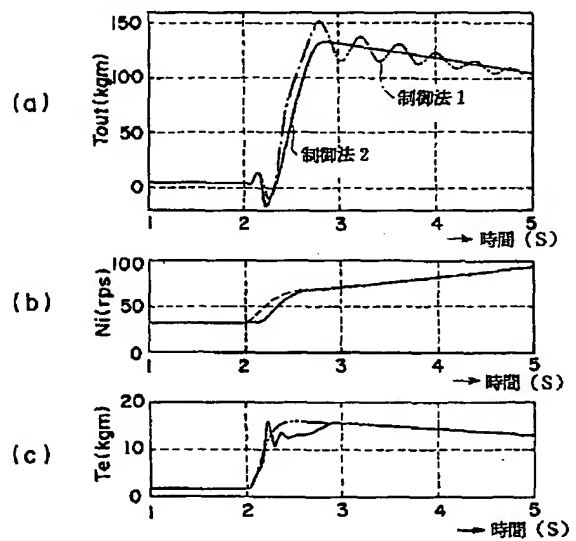
【図6】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. 7	識別記号	F I	テ-マコ-ド (参考)
// G 0 5 B 13/02		G 0 5 B 13/02	C 9 A 0 0 1
(72) 発明者 日比野 良一		F タ-ム (参考)	3D041 AA01 AA66 AB01 AC19 AD00
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番			AD02 AD04 AD09 AD37 AD51
地の1 株式会社豊田中央研究所内			AE03 AE36 AF01
(72) 発明者 大澤 正敬		3G084	BA02 BA32 DA04 DA11 EB12
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番			EC04 FA05 FA10 FA13
地の1 株式会社豊田中央研究所内		3G093	AA06 BA02 BA14 BA16 DA06
(72) 発明者 服部 勇仁			DA10 DB05 DB11 EA02 EA05
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動			EA09 EB03 EC01 FA07
車株式会社内		3G301	JA04 JA15 LA01 LB01 NA09
(72) 発明者 松本 章吾			ND02 PA11A PA11Z PB03A
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動			PB03Z PE06A PE06Z PF01Z
車株式会社内			PF08A PF08Z
(72) 発明者 近藤 宏紀		5H004	GA17 GB12 HA12 HB08 HB09
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動			HB10 HB12 JA14 JB21 KA71
車株式会社内			KA72 KB31 KC18 MA12
		9A001	GG14 HH32 KK54